



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

①2 Offenlegungsschrift
①0 DE 196 16 555 A 1

⑤1 Int. Cl.⁸:
F 02 D 23/02
F 02 B 37/12

②1 Aktenzeichen: 196 16 555.5
②2 Anmeldetag: 25. 4. 96
④3 Offenlegungstag: 7. 11. 96

DE 196 16 555 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
25.04.95 JP 7-101148

⑦1 Anmelder:
Nissan Motor Co., Ltd., Yokohama, Kanagawa, JP

⑦4 Vertreter:
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,
Anwaltssozietät, 80538 München

⑦2 Erfinder:
Kimura, Shuji, Yokohama, Kanagawa, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Dieselmotor

⑤7 In einem Dieselmotor, in welchem Ladeluft von einem Turbolader zugeführt wird, ist die Erzeugung von Trockenruß, welcher eine Komponente von Rauch ist, unterdrückt durch Absenken der Ansauglufttemperatur in dem Zylinder an der oberen Kompressions-Totpunktstellung des Kolbens. Der in die Ansaugluft eingespritzte Kraftstoff wird von der Wärme dieser Kompression gezündet. Um die Ansauglufttemperatur an der oberen Totpunktposition ohne Reduzierung der Ansaugluftmenge zu senken, wird der Ladedruck des Turboladers vermindert und außerdem das effektive Kompressionsverhältnis des Kolbens für die Ansaugluft beispielsweise durch Veränderung der Schließstaktung eines Einlaßventils angehoben.

DE 196 16 555 A 1

Beschreibung

Gebiet der Erfindung

5

Die Erfindung betrifft die Steuerung einer Brennkammer-Gastemperatur an einem oberen Totpunkt während der Kompression für einen Dieselmotor, der mit einem Turbolader ausgerüstet ist.

Hintergrund der Erfindung

10

Zur Reduzierung der Menge von NOx in dem Abgas eines Dieselmotors ist eine AGR (AbGasRückführungs-) Vorrichtung bekannt, welche einen Teil des Abgases des Motors in seinen Einlaßkanal rückführt. In einer derartigen AGR-Vorrichtung sind der Auslaßkanal und der Einlaßkanal über eine AGR-Leitung miteinander verbunden, in welcher ein AGR-Ventil vorhanden ist, und es wird die Verbrennungstemperatur abgesenkt, um

15

die Menge an NOx durch das Öffnen dieses AGR-Ventils zu reduzieren, um so eine vorbestimmte Menge an AGR-Gas in die Einlaßluft einzumischen.

Obwohl die Verbrennung von Kraftstoff in einem Dieselmotor durch eine Verdichtungszündung in der Nähe der oberen Totpunktposition während der Kompression gezündet wird, steigt, wenn die Temperatur der Ansaugluft ansteigt, die Gastemperatur in der Brennkammer am oberen Kompressionstotpunkt (die Kompressionshub-Endtemperatur) ebenfalls. Das Absenken der Sauerstoffkonzentration im Ansauggas aufgrund der AGR wirkt sich des weiteren ein wenig absenkend auf das Luftüberschußverhältnis zum Zeitpunkt der Verbrennung aus. Beide Neigungen können einen Anstieg der Menge von Trockenruß verursachen, welcher eine Partikelkomponente des Abgasrauches ist, der im Abgas enthalten ist. Aus diesem Grund kann ein Anstieg der Ansauglufttemperatur während der AGR leicht Rauch erzeugen.

20

Insbesondere bei einem Dieselmotor, der mit einem Turbolader ausgerüstet ist, welcher komprimierte Luft dem Einlaßkanal unter Verwendung eines Kompressors zuführt, der an einer Abgasturbine angeschlossen ist, kann es leicht geschehen, daß die Wärme des Turboladers der Ansaugluft übertragen wird und dabei ihre Temperatur anhebt. Demzufolge tritt dann ein Anstieg des Rauches leicht auf, wenn eine AGR für einen Motor verwendet wird, der mit einem Turbolader ausgerüstet ist.

25

Bezüglich der Reduzierung des Rauches schlägt die Tokkai Sho 60-162018, im Jahr 1985 vom japanischen Patentamt veröffentlicht, die Verwendung eines Wirbelerzeugers vor, der den Bereich des Querschnitts einer spiralförmigen Einlaßöffnung verändert, um die Erzeugung von Wirbeln (Rotationsstrudelwirbel) der Ansaugluft in der Brennkammer zu bewirken. Die Erzeugung von Rauch ist reduziert, wenn das miteinander Vermischen von Luft und Kraftstoff von derartigen Wirbeln unterstützt wird.

30

Wenn allerdings die Menge der AGR in einem Motor, der mit einem Turbolader ausgerüstet ist, deutlich angestiegen ist, wird es beispielsweise als eine Reaktion auf die Verschärfung von Bestimmungen bezüglich der erlaubten Mengen von emittierten NOx schwierig, die Emission von Rauch lediglich durch Erzeugen von Wirbeln, um das miteinander Vermischen von Luft und Kraftstoff zu unterstützen, auf einem wünschenswerten Pegel zu halten.

35

40

Zusammenfassung der Erfindung

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine effektive Einrichtung zur Reduktion von Rauch für einen Motor zu schaffen, der mit einem Turbolader ausgerüstet ist.

45

Ein weiterer Aspekt der Erfindung ist, die Kompressionshub-Endtemperatur zu steuern, welche eine Ursache zur Erzeugung von Rauch werden kann.

Zur Lösung dieser Aufgabe schlägt die Erfindung einen Dieselmotor vor mit einem Zylinder, einem Turbolader, der Ansaugluft einem Zylinder mit einem Ladedruck zuführt, einem Kolben, der die Ansaugluft in diesen Zylinder mit einem effektiven Kompressionsverhältnis durch Hin- und Herbewegen zwischen einem unteren Totpunkt und einem oberen Totpunkt komprimiert, wobei diesem Zylinder zugeführter Kraftstoff durch die Kompressionswärme dieser komprimierten Ansaugluft gezündet wird. Wobei dieser Motor des weiteren umfaßt: Einrichtungen zur Berechnung einer Temperatur der komprimierten Ansaugluft in diesem Zylinder an der Position des oberen Totpunktes, Einrichtungen zum Absenken dieses Ladedrucks des Turboladers, wenn die Temperatur der komprimierten Ansaugluft einen vorbestimmten Temperaturwert überschritten hat, und Einrichtungen zum Erhöhen des effektiven Kompressionsverhältnisses, wenn die Temperatur der komprimierten Ansaugluft diesen vorbestimmten Temperaturwert überschritten hat.

50

55

Es ist bevorzugt, daß der Motor des weiteren umfaßt, Einrichtungen zur Erfassung der Rotationsgeschwindigkeit des Motors, Einrichtungen zur Erfassung einer dem Zylinder zugeführten Luftmenge, Einrichtungen zur Erfassung einer dem Zylinder zuzuführenden Kraftstoffmenge, wobei die Berechnungseinrichtung die Temperatur der komprimierten Ansaugluft auf der Grundlage dieser Motordrehgeschwindigkeit, dieser dem Zylinder zugeführten Luftmenge, dieser dem Zylinder zugeführten Kraftstoffmenge und dieser Temperatur der dem Zylinder zuzuführenden Luft berechnet.

60

Es ist des weiteren bevorzugt, daß die Ansaugluft dem Zylinder über ein Einlaßventil zuführbar ist und daß diese Einrichtungen zur Erhöhung einen Mechanismus umfassen zur Veränderung eines Schließtaktes dieses Einlaßventils in der Nähe der Position des unteren Totpunktes.

65

Es ist ebenfalls bevorzugt, daß der Dieselmotor einen Abgasverteiler umfaßt, wobei dieser Turbolader eine Abgasturbine aufweist, die zwischen diesem Abgasdurchlaß und einem Kompressor angeordnet ist, der von dieser Abgasturbine angetrieben wird, und wobei die Einrichtungen zum Absenken eine verstellbare Klappe

umfassen zum Verändern des Einlaßquerschnittes dieser Abgasturbine.

Es ist ebenfalls bevorzugt, daß die Einrichtungen zum Absenken eine Überbrückungsleitung umfassen, welche die Abgasturbine mit einem Abflußtor überbrückt, welches diese Überbrückungsleitungen öffnet und schließt.

Es ist ferner bevorzugt, daß der Dieselmotor des weiteren umfaßt, eine Lufterlaßleitung, über welche die Ladeluft dem Zylinder zugeführt wird, wobei diese Einrichtungen zum Absenken eine Drossel enthalten, welche innerhalb dieser Einlaßleitung vorgesehen ist zur Steuerung der dem Zylinder zugeführten Luftmenge, und Einrichtungen zur Reduzierung des Öffnungsgrades dieser Drossel, wenn ein Absenken des Ladedruckes durch diese Einrichtungen zum Absenken nicht einen vorbestimmten Druckwert erreichen.

Und es ist auch bevorzugt, daß der Dieselmotor einen Abgasrückführungsmechanismus umfaßt, zur Rückführung eines Teiles des Abgases dieses Motors in den Zylinder und durch Einrichtungen zur Steuerung einer Taktfolge dieser Kraftstoffzuführung gemäß einem Verhältnis der Abgasrückführung über diesen Abgasrückführungsmechanismus.

Sowohl Einzelheiten als auch andere Merkmale und Vorteile der Erfindung sind aus der folgenden Beschreibung entnehmbar und in den beigefügten Zeichnungen dargestellt.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

- Fig. 1 ist ein schematisches Diagramm einer erfindungsgemäßen ersten Ausführungsform eines Dieselmotors;
 Fig. 2 ist eine Querschnittsansicht eines Mechanismus zur Veränderung der Einlaßventiltaktung gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 3 ist eine Draufsicht eines Wirbelventils gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 4 ist ein Graph der Charakteristika des AGR-Verhältnisses gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 5 ist ein Graph der Charakteristika der Kraftstoffeinspritzungstaktung gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 6 ist ein Diagramm zur Darstellung der üblichen Öffnungs- und Schließungscharakteristika des Einlaßventils gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 7 ist der Fig. 6 ähnlich, zeigt aber die Charakteristika, wenn die Kompressionshub-Endtemperatur angehoben ist;
 Fig. 8 ist ein Flußdiagramm zur Darstellung eines Steuerverfahrens für die Schließtaktung der Einlaßventile und für den Ladedruck eines Turboladers gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 9 ist ein Graph zur Darstellung eines Verhältnisses zwischen der Kompressionshub-Endtemperatur und eines Luftüberschußverhältnisses für die gleiche Menge von Partikeln gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 10 ist ein Arbeitsdiagramm für den Dieselmotor gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform;
 Fig. 11 ist ein Diagramm zur Darstellung eines Verhältnisses zwischen der Kolbenstellung und dem Druck und der Wärmefreisetzungsrate gemäß der ersten erfindungsgemäßen Ausführungsform und
 Fig. 12 ist ähnlich der Fig. 1, zeigt aber eine zweite erfindungsgemäße Ausführungsform.

Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen

Wie in der Fig. 1 der Zeichnungen gezeigt, sind ein Einlaßkanal 11 und ein Auslaßkanal 12 an einem Motor 10 angeschlossen. Es wird Kraftstoff, der von dem Motor 10 zu verbrennen ist, von einer Kraftstoffeinspritzpumpe 13 zugeführt. Diese Kraftstoffeinspritzpumpe 13 ist von einer hinlänglich bekannten Art, in welcher die Menge des eingespritzten Kraftstoffs und die Taktung der Einspritzung des Kraftstoffs elektronisch gesteuert werden; es verändert die Starttaktung der Einspritzung des Kraftstoffs gemäß der Schließtaktung eines elektromagnetischen Ventils, welches nicht in den Figuren dargestellt ist, während es die Menge des eingespritzten Kraftstoffes gemäß der Zeitspanne ändert, in welcher dieses elektromagnetische Ventil geschlossen bleibt.

Ein AGR-Ventil 16 des Membrantyps ist im Verlauf einer AGR-Leitung 15 vorgesehen, welche den Abgaskanal 12 mit dem Einlaßkanal 11 verbindet. Der Öffnungsgrad dieses AGR-Ventils 16 wird gemäß des Unterdrucks verändert, welcher von einer Unterdruckpumpe über ein Unterdrucksteuerventil 17 diesem zugeführt wird. Der Öffnungsgrad des Unterdrucksteuerventils 17 wird von einer Steuereinheit 18 gesteuert.

Um diese Steuerung durchzuführen, ist ein AGR-Verhältnis-Verzeichnis, in Fig. 4 gezeigt, in der Steuereinheit 18 abgelegt. Das AGR-Verhältnis ist definiert als ein Verhältnis der Menge der AGR zur Menge frischer Ansaugluft. Gemäß diesem Verzeichnis bezieht sich ein maximales AGR-Verhältnis von 80% auf den Niedrigdrehzahl- und Niedriglast-Betriebsbereich des Motors. In dem Bereich, in dem die Motordrehgeschwindigkeit und die Motorlast etwas größer sind, beträgt das AGR-Verhältnis 60%. Das AGR-Verhältnis ist reduziert, wenn die Motordrehgeschwindigkeit ansteigt und wenn die Motorlast ansteigt. Da in dem Hochlastbereich die Abgastemperatur angehoben ist, wird die Temperatur des Ansauggases angehoben werden, falls eine große Menge von Abgas rückgeführt wird. Das hat zur Folge, daß die Effektivität der NOx-Reduzierung gestört werden wird, und die Zünderzeugungszeitspanne von der Einspritzung des Kraftstoffs bis zum Zeitpunkt der Zündung wird verkürzt, und es wird des weiteren unmöglich werden, eine Verbrennung des vorher gemischten Kraftstoffes zu verwirklichen.

Auf der Grundlage der ihr eingegebenen Signale steuert die Steuereinheit 18 den Unterdruckpegel des AGR-Ventils 16 über das Unterdrucksteuerventil 17, um so daß in Fig. 4 vorgeschriebene AGR-Verhältnis zu erzielen.

Des weiteren steuert die Steuereinheit 18 die Taktung für die Kraftstoffeinspritzung.

Um dieses durchzuführen, ist in der Steuereinheit 18 ein Taktungsverzeichnis, wie in Fig. 5 gezeigt, für die

Kraftstoffeinspritzung abgelegt. Gemäß diesem Verzeichnis wird die Taktung der Kraftstoffeinspritzung in einer derartigen Art und Weise verzögert, daß, je höher das AGR-Verhältnis für den momentanen Motorbetriebsbereich ist, je länger die Zündtaktungsverzögerung des eingespritzten Kraftstoffs ist; und daß, in dem Bereich der niedrigen Drehgeschwindigkeit und niedrigen Last, in welcher das AGR-Verhältnis groß ist, die Taktung der Kraftstoffeinspritzung auf den oberen Totpunkt (OT) des Kolbens festgesetzt wird. Durch diese Verzögerung ist die Temperatur in der Brennkammer zum Zeitpunkt der Zündung gesenkt und die Erzeugung von Rauch im Bereich der hohen AGR ist unterdrückt durch Ansteigen des Verhältnisses der Verbrennung des vorgemischten Kraftstoffs.

Gemäß diesem Verzeichnis wird der Taktungswinkel der Kraftstoffeinspritzung vorgerückt, wenn die Drehgeschwindigkeit des Motors und die Last größer werden. Selbst wenn vorsorglich angenommen wird, daß die Taktungsverzögerung der Zündung in Form von einer Zeit fixiert ist, steigt der Zündverzögerungskurbelwinkel im Verhältnis zum Anstieg der Motordrehgeschwindigkeit an. Demzufolge ist es im Hochdrehgeschwindigkeits- und im Hochlastbereich, in dem das AGR-Verhältnis gering ist, notwendig, die Kraftstoffeinspritzungstaktung zu verändern bzw. vorzuverlegen, um eine Zündung zum Zeitpunkt der am meisten gewünschten Taktung zu erzielen.

Die Steuereinheit 18 steuert die Schließtaktung des elektromagnetischen Ventils der Kraftstoffeinspritzpumpe 13, um die in der Fig. 5 dargestellte Einspritztaktung zu erzielen. Des weiteren steuert sie die Zeitperiode, in welcher dieses Ventil geschlossen bleibt, um eine Kraftstoffeinspritzmenge zu erreichen, die auf dem Neigungsgrad des niedergedrückten Gaspedals, der Motordrehgeschwindigkeit usw. beruht.

Die Steuereinheit 18 steuert auch die Schließtaktung des Einlaßventils des Motors.

Der Änderungsmechanismus 14 für das Einlaßventil zur Durchführung dieses Verfahrens ist in Fig. 2 dargestellt. Jedes dieser Einlaßventile 20 ist in Schließrichtung von einer entsprechenden Ventillfeder 21 vorgespannt. Für jedes Ventil 20 ist ein entsprechender Kolben 23 vorgesehen, der mit dem oberen Ende eines jeden Ventils 20 in Berührung steht. Oberhalb eines jeden Kolbens 23 ist eine Hydraulikkammer 22 gebildet. Die Zuführung von Hydraulikflüssigkeitsdruck zu jedem dieser Hydraulikflüssigkeitskammern 22 schiebt ihren entsprechenden Kolben 23 nach unten, um das entsprechende Einlaßventil 20 gegen den Widerstand ihrer Ventillfeder 21 zu öffnen.

Die von einer Hydraulikpumpe 24 mit Druck beaufschlagte antreibende Hydraulikflüssigkeit wird von einem Druckspeicher 25 selektiv zu Hydraulikleitungen 28 und 29 über eingangsseitig angeordnete elektromagnetische Umschaltventile 26 und 27 zugeführt, und von dort wird sie selektiv über Drehschieber 30 und 31, welche zusammen mit der Drehung der Motorkurbelwelle rotieren, der Reihe nach in jede der Hydraulikkammern 22 für den #1 Zylinder, dem #4 Zylinder, dem #2 Zylinder und dem #3 Zylinder zugeführt. Wenn dies durchgeführt wird, werden die Einlaßventile 20 in der geeigneten Reihenfolge geöffnet.

Der in jeder dieser Kammern 22 vorhandene Hydraulikdruck wird selektiv über ausgangsseitig angeordnete elektromagnetische Umschaltventile 33 und 34 in einen Tank 35 abgelassen, und in dem dies so durchgeführt wird, werden die Einlaßventile 20 in der geeigneten Reihenfolge geschlossen.

Wie in Fig. 7 gezeigt, steuert die Steuereinheit 18 die ausgangsseitig angeordneten elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34, um so normalerweise den Schließzeitpunkt für jedes dieser Einlaßventile 20 bis nach dem Erreichen des unteren Totpunkts (BDC) seines entsprechenden Kolbens verzögert zu halten.

Wie in Fig. 6 dargestellt, steuert des weiteren die Steuereinheit 18 bei bestimmten, im folgenden beschriebenen Bedingungen diese ausgangsseitigen elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34, um so die Schließzeitpunkte in die Nähe der unteren Totpunkte ihrer Zylinder zu versetzen.

Die normalen Schließzeitpunkte für die Einlaßventile 20 sind festgelegt, um eine hohe Luftladungseffektivität bei einer hohen Motordrehgeschwindigkeit zu erzielen. Wenn diese Schließzeitpunkte in die Nähe des unteren Totpunkts des Zylinders verlegt werden, ist das effektive Kompressionsverhältnis angehoben, und es ist des weiteren die Menge der Ansaugluft erhöht, da die Startzeitpunkte der Kompression verschoben worden sind.

Die Öffnungszeitpunkte für die Einlaßventile 20 werden über die eingangsseitigen elektromagnetischen Umschaltventile 26 und 27 gesteuert, um sie bei einer nahezu gleichen Taktung zu halten, was in den Fig. 6 und 7 gezeigt ist.

Wie aus der Fig. 1 ersichtlich, ist eine Abgasturbine 46 eines Turboladers 45 in dem Abgaskanal 12 des Motors stromabwärts des Punktes, an dem die AGR-Leitung 15 von dieser abzweigt, eingefügt. Des weiteren ist ein Lufteinlaßkompressor des Turboladers 45 in dem Einlaßkanal 11 vorhanden.

In einem Spiraleinlaß eines Gehäuses 47 der Abgasturbine 46 ist eine verstellbare Klappe 48 befestigt. Ein Schrittmotor 49, der diese verstellbare Klappe 48 antreibt, wird von der Steuereinheit 18 gesteuert.

Um einen vorbestimmten Zusatzdruck im Bereich der niedrigen Motordrehgeschwindigkeit zu erreichen, erhöht die Steuereinheit 18 die Schließrate des Abgases, welches in die Abgasturbine 46 eintritt, durch Antreiben der verstellbaren Klappe 48 über den Schrittmotor 49, um sie so in einer geneigten Position zu halten. Im Bereich der hohen Drehgeschwindigkeit positioniert die Steuereinheit 18 des weiteren die Klappe 48 in ihre voll geöffnete Stellung, um so dem Abgas den Eintritt in die Abgasturbine 46 ohne wesentlichen Widerstand zu ermöglichen. Darüber hinaus wird bei manchen Bedingungen die verstellbare Klappe 48 in eine derartige Stellung versetzt, um den zusätzlichen Druck zu reduzieren.

In jeder Abzweigung 81 einer Lufteinlaßleitung 41 des Motors 10 ist in Richtung auf ihre Einlaßöffnungen ein Drallventil 83 eingefügt, welches mit einem speziellen Ausklinkungsbereich 82 versehen ist, was in Fig. 3 dargestellt ist.

Wenn dieses Drallventil 83 geschlossen ist, kann die Ansaugluft lediglich über diesen Ausklinkungsbereich 82 in die Brennkammer des Motors 10 eintreten. Aus diesem Grund ist die Geschwindigkeit des Luftflusses, welcher in die Brennkammer eingesogen wird, erhöht, und dabei wird ein Wirbel in der Brennkammer erzeugt.

Bei einem Motor, der zwei Einlaßventile für jeden seiner Zylinder aufweist, ist es auch möglich, einen Wirbel

im Bereich niedriger Motordrehgeschwindigkeit und im Bereich niedriger Last zu erzeugen, in dem eines dieser Einlaßventile geschlossen ist.

Um die verschiedenen oben beschriebenen Steuerverfahren durchzuführen, werden der Steuereinheit 18 Ausgangssignale eingegeben von: einem Drehgeschwindigkeitssensor 36, der die Drehgeschwindigkeit des Motors und den Kurbelwinkel erfaßt, einem Sensor 37 für einen Öffnungsgrad einer Beschleunigungsvorrichtung, der den Niederdrückungsgrad eines Gaspedals erfaßt, was die Motorlast repräsentiert, einem Luftfluß-Sensor 40, der die Fließrate der Ansaugluft durch den Einlaßkanal 11 erfaßt, einem Ansauglufttemperaturfühler 42, der die Temperatur der Luft in der Lufteinlaßleitung 41 erfaßt, und von einem Sauerstoffkonzentrationsensor 43, der die Sauerstoffkonzentration des im Abgaskanal 12 vorhandenen Abgases erfaßt.

Als nächstes wird unter Bezugnahme auf das in Fig. 8 gezeigte Flußdiagramm das von der Steuereinheit 18 durchgeführte Verfahren zur Steuerung der Endtemperatur des Kompressionshubes erläutert, und zwar ist das die Temperatur in den Brennkammern während einer Kompression am oberen Totpunkt.

In einem Schritt S1 werden die Motordrehgeschwindigkeit Ne, der Öffnungsgrad Acc der Beschleunigungsvorrichtung, die Ansaugluftflußmenge Qa, die Ansauglufttemperatur Ta, die Kraftstoffeinspritzmenge Qf und die Sauerstoffkonzentration im Abgas eingelesen.

In dem Schritt S2 wird die Einlaßflußmenge Qa₀ aus einem Verzeichnis ausgelesen, wenn das AGR-Verhältnis 0% war. Dieses Verzeichnis legt Qa₀ als eine Funktion der Motordrehgeschwindigkeit Ne und des Öffnungsgrades Acc einer Beschleunigungseinrichtung fest und ist im voraus in der Steuereinheit 18 abgelegt.

In dem Schritt S3 wird das AGR-Verhältnis von diesem Wert Qa₀ der Ansaugluftflußmenge Qa gemäß der folgenden Gleichung berechnet:

$$\text{AGR-Verhältnis} = \left(\frac{Qa_0 - Qa}{Qa_0} \right) \times 100\%$$

In dem Schritt S4 wird die Endtemperatur Tc des Kompressionshubes mittels des bereits bekannten folgenden Verfahrens berechnet.

Zuerst wird ein Verzeichnis, in dem die Daten bezüglich der Gaszusammensetzung der Ansaugluft (welche erhalten werden von dem AGR-Verhältnis und der Sauerstoffkonzentration im Abgas) und der Motordrehgeschwindigkeit Ne enthält, aufgerufen, und es wird das Verhältnis spezieller Wärmewerte κ ausgelesen.

Als nächstes wird das Kompressionsverhältnis ε von der Schließtaktung des Einlaßventiles 20 berechnet. Dieses Kompressionsverhältnis ε ist das Verhältnis des Zylindervolumens zum Zeitpunkt, zu dem sein Einlaßventil schließt, und seines Volumens beim oberen Totpunkt der Kompression.

Anschließend wird die Kompressionshub-Endtemperatur Tc berechnet mit diesem speziellen Wärmeverhältnis κ und mit dem Kompressionsverhältnis ε, welche unter Verwendung der folgenden Gleichung erhalten worden sind:

$$Tc = Ta \cdot \epsilon^{\kappa-1}$$

Daraufhin wird entschieden, ob diese Kompressionshub-Endtemperatur Tc innerhalb eines sicheren Bereichs liegt, der in dem Diagramm von Fig. 9 gezeigt ist. Das Luftüberschußverhältnis dieses Diagramms wird von der Ansaugluftflußmenge Qa und der Kraftstoffeinspritzmenge Qf erhalten.

Die im folgenden dargestellten Schritte S5 bis S7 und S8 bis S10 werden parallel durchgeführt.

In Schritt S5 wird auf der Grundlage, ob diese Kompressionshub-Endtemperatur Tc innerhalb des sicheren Bereichs des in Fig. 9 gezeigten Diagramms liegt, festgelegt, ob die Schließtaktung der Einlaßventile 20 geändert werden muß oder nicht. Und in dem Fall, in dem die Kompressionshub-Endtemperatur Tc höher als der sichere Bereich ist, wird die Schließtaktung der Einlaßventile 20 in die Nähe des oberen Totpunkts des Kolbens festgelegt, wie dies in Fig. 6 gezeigt ist.

In den Schritten S6 und S7 wird die Öffnungstaktung der ausgangsseitigen elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 des Takt-Änderungsmechanismus' 14, welche der Schließtaktung entspricht, in einer vorbestimmten Adresse abgelegt. Durch das Öffnen der ausgangsseitigen elektromagnetischen Umschaltventile 33 und 34 mit dieser Öffnungstaktung werden die Einlaßventile 20 gemäß der festgelegten Schließtaktung geschlossen.

In dem anderen zu diesem parallelen Zweig wird im Schritt S8 auf der Grundlage, ob die oben beschriebene Kompressionshub-Endtemperatur Tc innerhalb des in dem Diagramm von Fig. 9 gezeigten sicheren Bereichs liegt oder nicht, festgelegt, ob der Ladedruck des Turboladers 45 zu senken ist oder nicht. In anderen Worten, falls die Kompressionshub-Endtemperatur Tc höher als der sichere Bereich ist, wird die verstellbare Klappe 48 in eine Position gedreht, welche den Ladedruck senkt.

In den Schritten S9 und S10 wird die Winkelstellung des Schrittmotors 49, welche der neuen Drehposition der verstellbaren Klappe 48 entspricht, in eine vorbestimmte Adresse gespeichert. Durch die Drehung des Schrittmotors 49 in diese Winkelposition wird der Zusatzdruck gesenkt.

Auf diese Art und Weise wird einerseits, falls die berechnete Temperatur Tc einen vorbestimmten Wert überschreitet, die Schließtaktung des Einlaßventils verändert, so daß das effektive Kompressionsverhältnis angehoben wird, während andererseits es dadurch möglich ist, da der Ladedruck des Turboladers 45 durch die Betätigung der verstellbaren Klappe 48 abgesenkt worden ist, die Ansauglufttemperatur ohne eine Verringerung der Ansaugluftmenge zu senken. Wenn das Kompressionsverhältnis angehoben ist, steigt aufgrund der Kompressionswärme die Ansauglufttemperatur an, allerdings wird ein Teil dieser Kompressionswärme von dem Kühlsystem des Motors absorbiert. Andererseits wird die hohe Temperatur des Turboladers 45 durch den

Luftzuführungsprozeß der Ansaugluft übertragen. In diesem Falle variiert, da die spezifische Wärme des Gases sich in Abhängigkeit von dem Druck verändert, die vom Turbolader empfangene Wärmemenge gemäß dem Ladedruck und ist um so größer, um so höher der Ladedruck ist; diese Wärmemenge muß zur Kompressionsmenge zuaddiert werden. Demgemäß ist der Temperaturanstieg der Ansaugluft, wenn sie von dem Turbolader 45 komprimiert wird, größer als in dem Fall, in dem sie von dem Zylinder komprimiert wird. Das bedeutet, daß, falls der Ansaugluftdruck am Ende des Kompressionshubes der gleiche ist, die Temperatur der Ansaugluft am Ende der Kompression reduziert ist durch den Anstieg des Kompressionsverhältnisses in dem Zylinder und durch die Absenkung des Kompressionsverhältnisses durch den Turbolader.

Unter der Annahme, daß die oben beschriebenen Prozesse zur Veränderung der Schließtaktung der Einlaßventile und zur Absenkung des Zusatzdrucks nicht durchgeführt werden, soll beispielsweise das Kompressionsverhältnis ϵ_0 , der Zusatzdruck P_0 , die Temperatur zu Beginn des Kompressionshubes T_0 und die Gastemperatur zum Ende des Kompressionshubes $T_c (= T_0 \cdot \epsilon_0^{\kappa-1})$ bezeichnet werden.

Unter der Annahme, daß die oben beschriebenen Prozesse durchgeführt werden, sollten andererseits das Kompressionsverhältnis $\epsilon (> \epsilon_0)$, der Zusatzdruck $P_i (> P_0)$, die Temperatur zu Beginn des Kompressionshubes T_i und die Gastemperatur zum Ende des Kompressionshubes $T_c (= T_i \cdot \epsilon^{\kappa-1})$ bezeichnet werden.

Hier sollte man annehmen, daß der Zusatzdruck P_i niedriger ist als der Zusatzdruck P_0 lediglich in Abhängigkeit des Anstiegs der Ansaugluftmenge aufgrund des Anstieges des Kompressionsverhältnisses. Unter dieser Annahme sind die Kompressionshub-Endtemperaturen in beiden Fällen durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$\frac{T_i}{T_0} = \left(\frac{P_i}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \propto \left(\frac{\epsilon_0}{\epsilon} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{\epsilon_0}{\epsilon} \right)^{0.42}$$

wobei die Kompressionseffektivität = 70%

$$\frac{T_c}{T_{c_0}} = \left(\frac{T_i}{T_0} \right) \cdot \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_0} \right)^{\kappa-1} \propto \left(\frac{\epsilon_0}{\epsilon} \right)^{0.42} \cdot \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_0} \right)^{0.3} = \left(\frac{\epsilon_0}{\epsilon} \right)^{0.12} < 1$$

$$\therefore T_c < T_{c_0}$$

wobei $\kappa \approx 1,3$.

Demgemäß wird die Kompressionshub-Endtemperatur um die tatsächliche und konstante Ansaugluftmenge, wie in Fig. 10 gezeigt, durch die Ausführung der oben beschriebenen Prozesse zur Veränderung der Schließtaktung der Einlaßventile und zur Absenkung des Zusatzdruckes gesenkt. Wie in Fig. 9 dargestellt, hat das zur Folge, falls die Kompressionshub-Endtemperatur unerwünscht bis in die Trockenruß-Region angestiegen ist (z. B. aufgrund des Anstieges der Luftaußentemperatur), daß dann durch Veränderung der Schließtaktung der Einlaßventile 20 und ebenfalls durch Reduzierung des zusätzlichen Druckes die Kompressionshub-Endtemperatur bis in den sicheren Bereich abgesenkt werden kann, in welchem nur sehr wenig Trockenruß erzeugt wird.

Dadurch wird die Zündverzögerungsperiode von der Kraftstoffeinspritzung bis zur Zündung länger, und es hat, wie in Fig. 11 gezeigt, das Wärmeerzeugungsmuster die Form eines gleichschenkeligen Dreieckes, welches die Verbrennung des vorher gemischten Kraftstoffs darstellt. Demgemäß ist es möglich, einen Anstieg der erzeugten Trockenrußmenge aufgrund des Anstieges der Ansauglufttemperatur zu verhindern.

In dieser Ausführungsform ist die Ansauglufttemperatur abgesenkt worden durch Senken des Zusatzdruckes des Turboladers, aber es ist ebenfalls möglich, die Ansauglufttemperatur durch Kühlen der Ansaugluft zu senken, oder den Ansaugluftdruck durch Begrenzen der Ansaugluft abzusenken, was im folgenden beschrieben wird.

Die Fig. 12 zeigt eine andere Ausführungsform der Erfindung, welche eine Einrichtung zur Absenkung des Zusatzdruckes betrifft.

Gemäß dieser Ausführungsform ist eine Überbrückungsleitung 57 vorgesehen, welche die Abgasturbine 56 des Turboladers 55 überbrückt, und die Flußrate durch diese Überbrückungsleitung 57 wird von einer Abgas-Abflußklappe 59 gesteuert, welche an einem Stellglied 58 angeschlossen ist. Der Ladedruck wird dem Stellglied 58 von dem Ansaugluftkompressor des Turboladers 55 zugeführt, während ein Unterdruck von einer Unterdruckquelle über ein Unterdrucksteuerventil 60 angelegt wird. Erstere erfüllt die Rolle eines Freisetzungsmechanismus zur Verhinderung eines Anstieges des Ladedrucks oberhalb eines vorbestimmten Wertes. Letzteres wird von der Steuereinheit 18 gesteuert und öffnet die Abflußklappe 59 mittels Unterdruck.

Ein Luftdrosselventil 61 des Membrantyps ist im Einlaßkanal 11 stromaufwärts des Punktes angeordnet, in dem die AGR-Leitung 15 in den Einlaßkanal 11 einmündet. Dieses Luftdrosselventil 61 wird in seine Schließrichtung mittels Unterdruck angetrieben, welcher von der Unterdruckquelle über ein Unterdrucksteuerventil 62 zugeführt wird.

Wenn die Kompressionshub-Endtemperatur bis oberhalb des sicheren Bereichs, der in Fig. 9 gezeigt ist, angestiegen ist, senkt die Steuereinheit 18 den Ladedruck des Turboladers durch Öffnen der Abgas-Abflußklappe 59 unter Verwendung des Unterdrucksteuerventils 60 und des Stellglieds 58.

Falls der Ladedruck durch das Öffnen der Abgas-Abflußklappe 59 nicht ausreichend reduziert worden ist,

wird des weiteren das Luftdrosselventil 61 bis zu einer vorbestimmten Position durch das Unterdrucksteuerventil 62 geschlossen in Abhängigkeit von einem Ausgangssignal von einem Ladedrucksensor 63, der den Ladedruck erfaßt.

Die Steuerung der AGR, die Steuerung der Kraftstoffeinspritzungsmenge, die Steuerung der Einspritztaktung und die Steuerung der Schließtaktung des Einlaßventils auf der Grundlage der Kompressionshub-Endtemperatur sind gleich mit der oben beschriebenen ersten Ausführungsform.

Im Fall der Steuerung des Ladedrucks durch diese Abgas-Abflußklappe 59, kann es, obwohl abhängig von Betriebszuständen des Motors, vorkommen, daß der Ladedruck zu gering ist und daß, selbst wenn die Abgas-Abflußklappe 59 geöffnet ist, die Kompressionshub-Endtemperatur nicht fällt, nicht desto trotz wird in diesem Fall die Ansaugluftdruck gesenkt durch Schließen des Luftdrosselventils 61 bis zu einer vorbestimmten Position, wodurch die Fließrate der Ansaugluft bis auf eine vorbestimmte Menge reduziert wird. Ein derartiger Turbolader 55 mit der Abflußklappe 59 ist preisgünstiger als der Turbolader 45 mit verstellbarer Klappe 48 der ersten Ausführungsform.

Obwohl diese Erfindung anhand deren bevorzugten Ausführungsform gezeigt und beschrieben worden ist, ist sie dennoch nicht auf vielleicht zufällige Details dieser Ausführungsform oder auf die Zeichnungen begrenzt, sondern nur durch die folgenden Patentansprüche.

Patentansprüche

1. Dieselmotoren (10) mit:

einem Zylinder,

einem Turbolader (45, 55), der Ansaugluft einem Zylinder mit einem Ladedruck zuführt, einem Kolben, der die Ansaugluft in diesem Zylinder mit einem effektiven Kompressionsverhältnis durch Hin- und Herbewegen zwischen einem unteren Totpunkt und einem oberen Totpunkt komprimiert, wobei diesem Zylinder zugeführter Kraftstoff durch die Kompressionswärme dieser komprimierten Ansaugluft gezündet wird, dadurch gekennzeichnet, daß dieser Motor des weiteren umfaßt:

Einrichtungen (S4) zur Berechnung einer Temperatur der komprimierten Ansaugluft in diesem Zylinder an der Position des oberen Totpunktes,

Einrichtungen (48, 59, S9, S10) zum Absenken dieses Ladedrucks des Turboladers (45, 55), wenn die Temperatur der komprimierten Ansaugluft einen vorbestimmten Temperaturwert überschritten hat, und Einrichtungen (33, 34, S6, S7) zum Erhöhen des effektiven Kompressionsverhältnisses, wenn die Temperatur der komprimierten Ansaugluft diesen vorbestimmten Temperaturwert überschritten hat.

2. Dieselmotor nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch Einrichtungen (36) zur Erfassung der Rotationsgeschwindigkeit des Motors (10), Einrichtungen (40) zur Erfassung einer dem Zylinder zugeführten Luftmenge, Einrichtungen (18) zur Erfassung einer dem Zylinder zuzuführenden Kraftstoffmenge, wobei die Berechnungseinrichtung (S4) die Temperatur der komprimierten Ansaugluft auf der Grundlage dieser Motordrehgeschwindigkeit, dieser dem Zylinder zugeführten Luftmenge, dieser dem Zylinder zugeführten Kraftstoffmenge und dieser Temperatur der dem Zylinder zuzuführenden Luft berechnet.

3. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ansaugluft dem Zylinder über ein Einlaßventil (20) zuführbar ist und daß diese Einrichtungen (33, 34, S6, S7) zur Erhöhung einen Mechanismus (33, 34) umfassen zur Veränderung eines Schließaktes dieses Einlaßventils (20) in der Nähe der Position des unteren Totpunktes.

4. Dieselmotor nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen Abgasverteiler (12), wobei dieser Turbolader (45, 55) eine Abgasturbine (46) aufweist, die zwischen diesem Abgasdurchlaß (12) und einem Kompressor angeordnet ist, der von dieser Abgasturbine (46) angetrieben wird, und wobei die Einrichtungen (48, 59, S9, S10) zum Absenken eine verstellbare Klappe (48) umfassen zum Verändern des Einlaßquerschnittes dieser Abgasturbine (46).

5. Dieselmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtungen (48, 59, S9, S10) zum Absenken eine Überbrückungsleitung (57) umfassen, welche die Abgasturbine (56) mit einem Abflußor (59) überbrückt, welches diese Überbrückungsleitungen (57) öffnet und schließt.

6. Dieselmotor nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine Luftenlaßleitung (41), über welche die Ladeluft dem Zylinder zugeführt wird, wobei diese Einrichtungen (48, 59, S9, S10) zum Absenken eine Drossel (61) enthalten, welche innerhalb dieser Einlaßleitung (41) vorgesehen ist zur Steuerung der dem Zylinder zugeführten Luftmenge und durch Einrichtungen (18) zur Reduzierung des Öffnungsgrades dieser Drossel (61), wenn ein Absenken des Ladedruckes durch diese Einrichtungen (48, 59, S9, S10) zum Absenken nicht einen vorbestimmten Druckwert erreichen.

7. Dieselmotor nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen Abgasrückführungsmechanismus (15, 16) zur Rückführung eines Teiles des Abgases dieses Motors in den Zylinder und durch Einrichtungen (18) zur Steuerung einer Taktfolge dieser Kraftstoffzuführung gemäß einem Verhältnis der Abgasrückführung über diesen Abgasrückführungsmechanismus (15, 16).

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

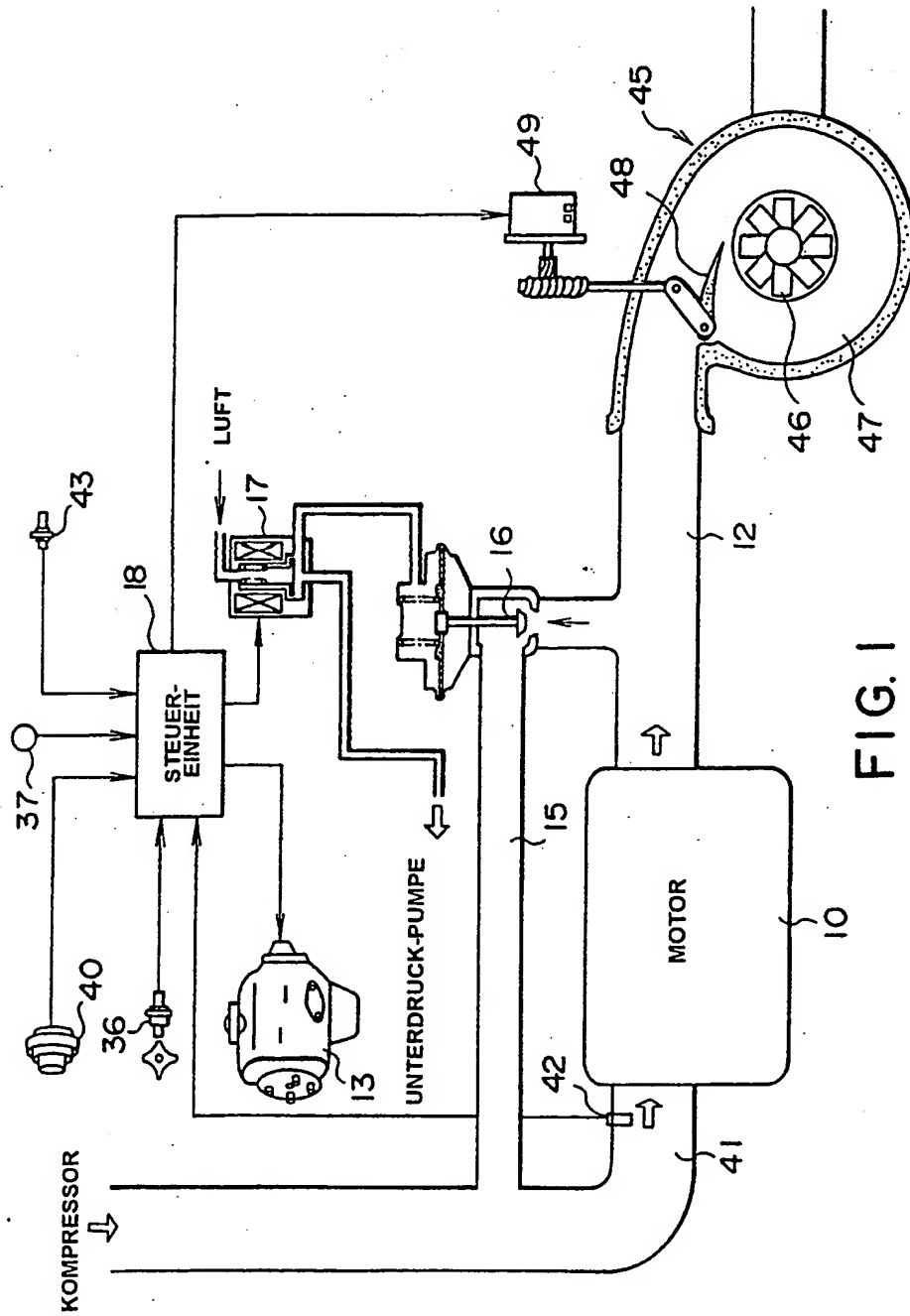


FIG. 1

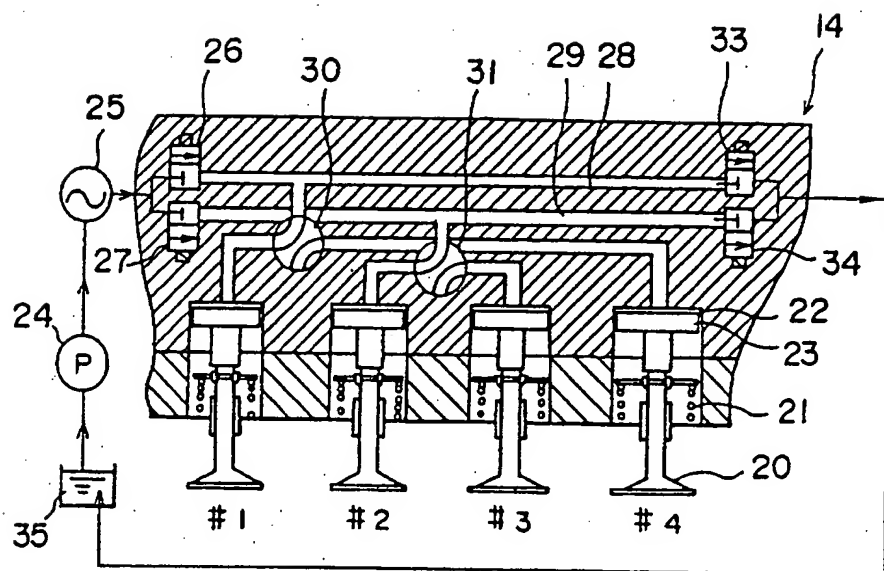


FIG. 2

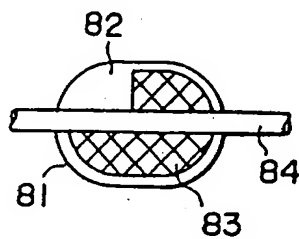


FIG. 3

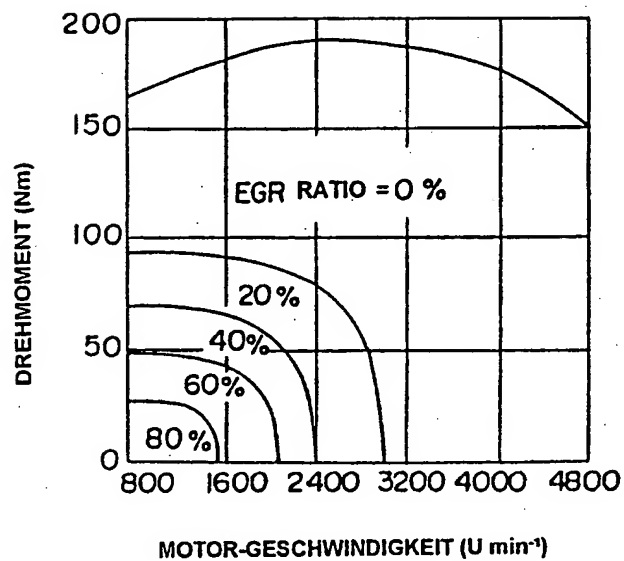


FIG. 4

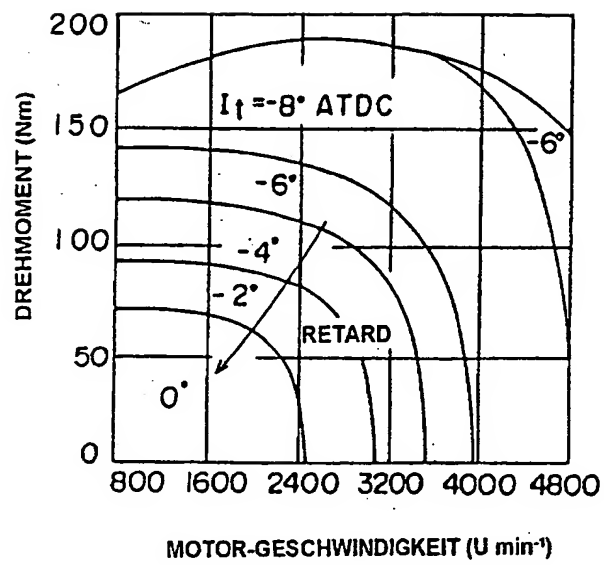


FIG. 5

FIG. 6

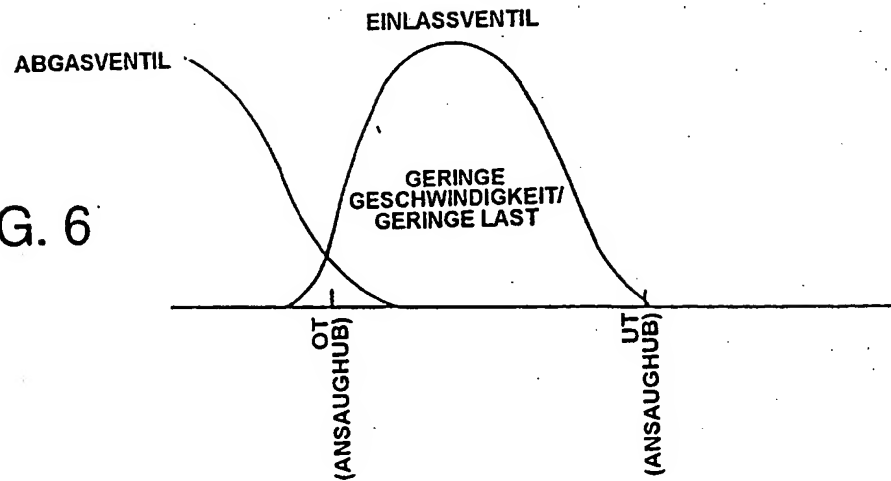
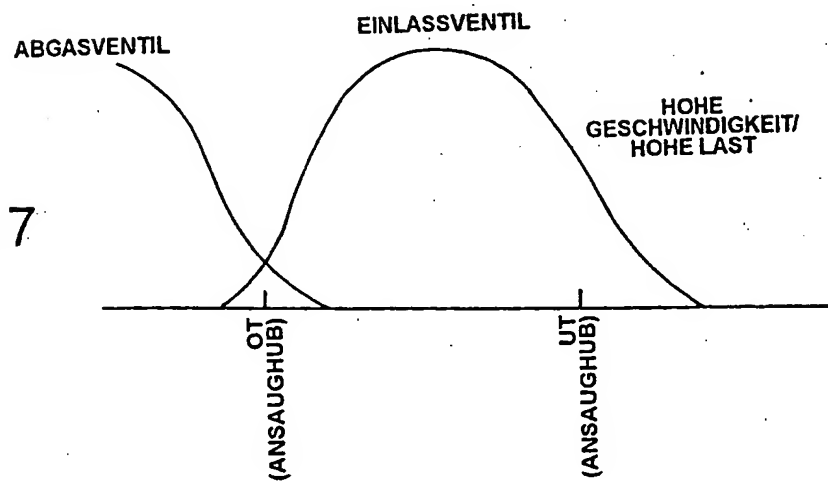


FIG. 7



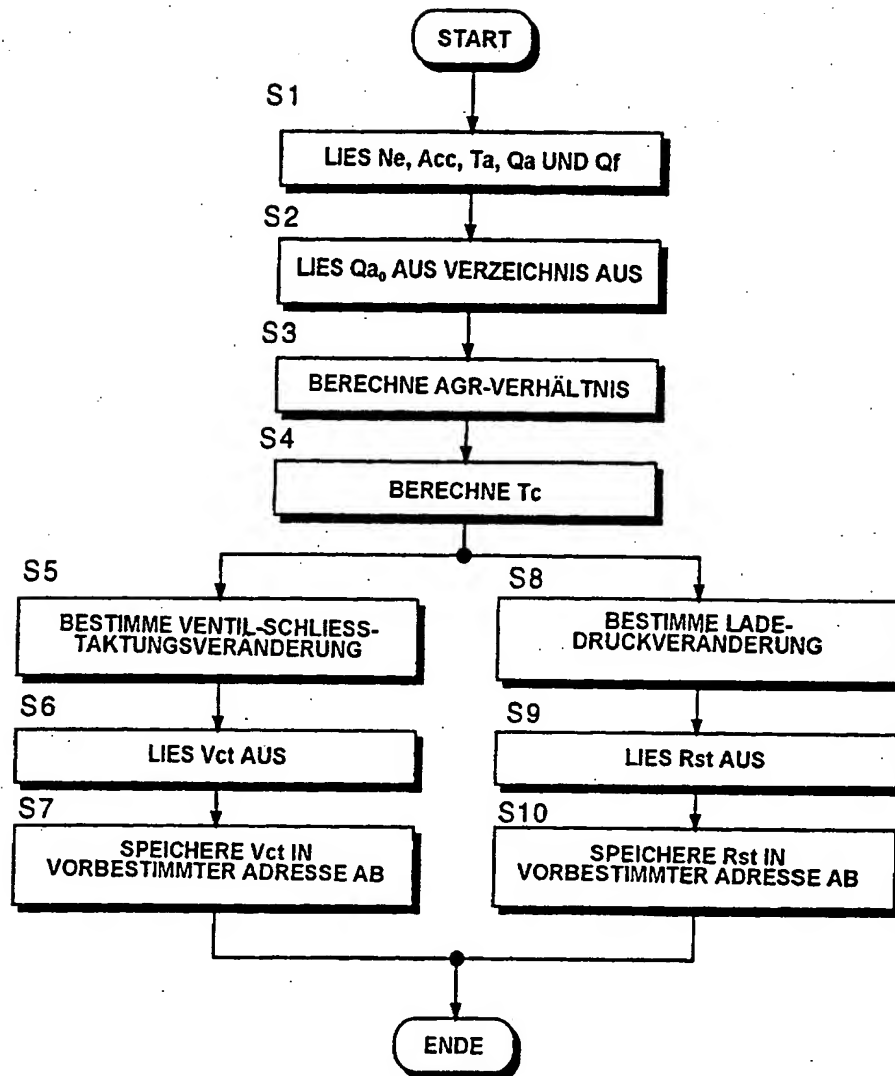


FIG. 8

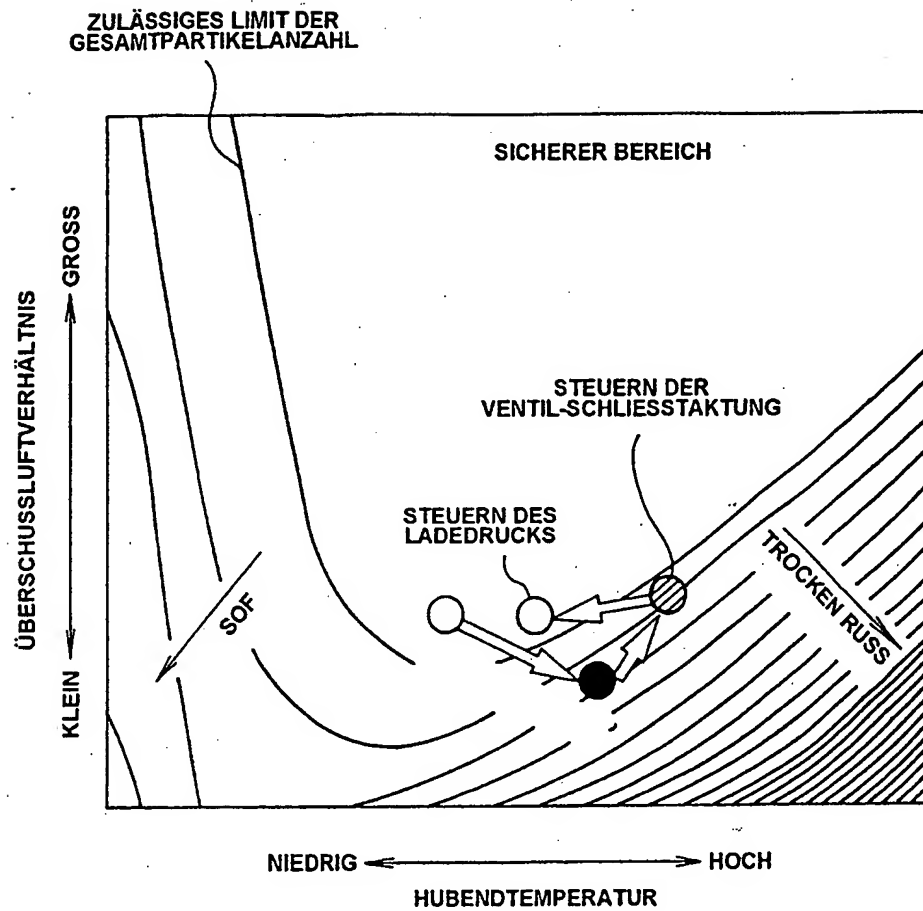


FIG. 9

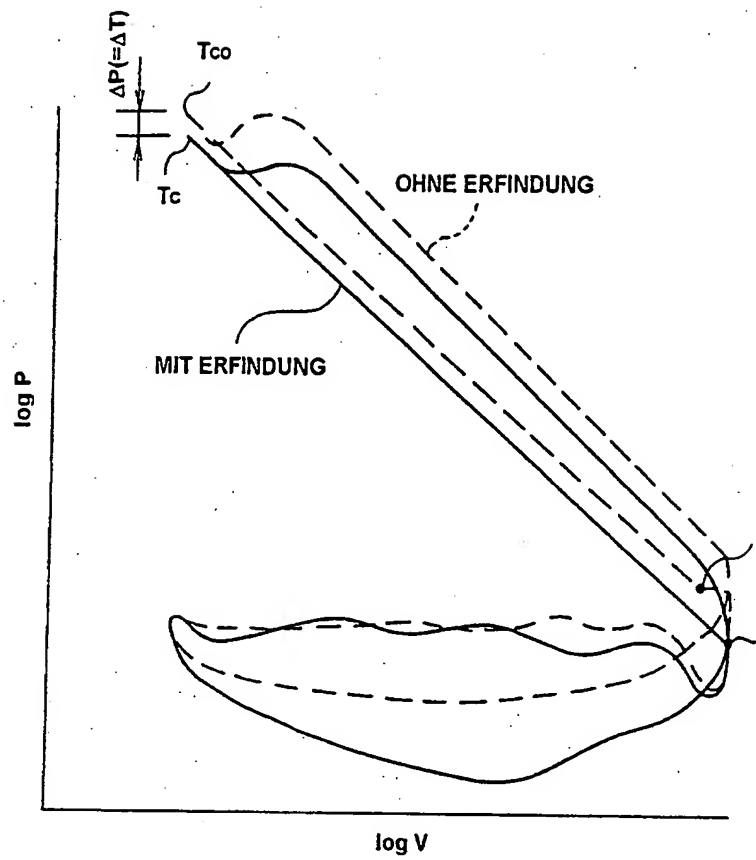


FIG. 10

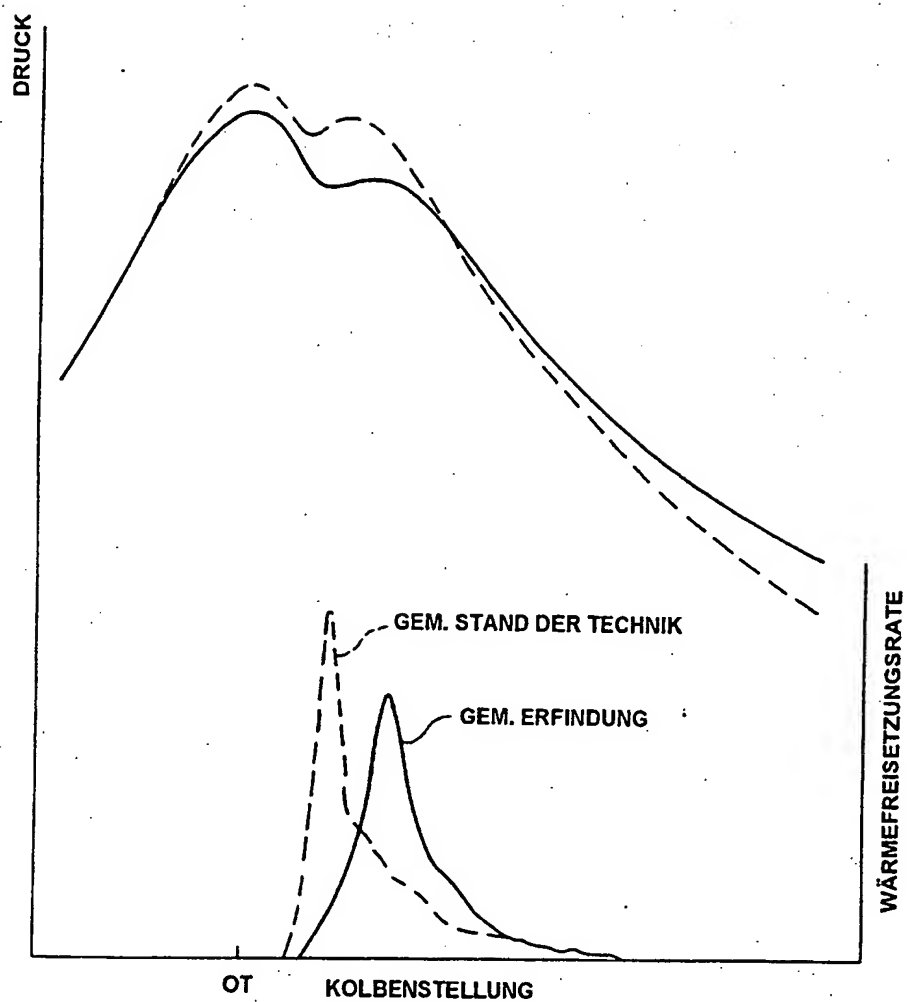


FIG. II

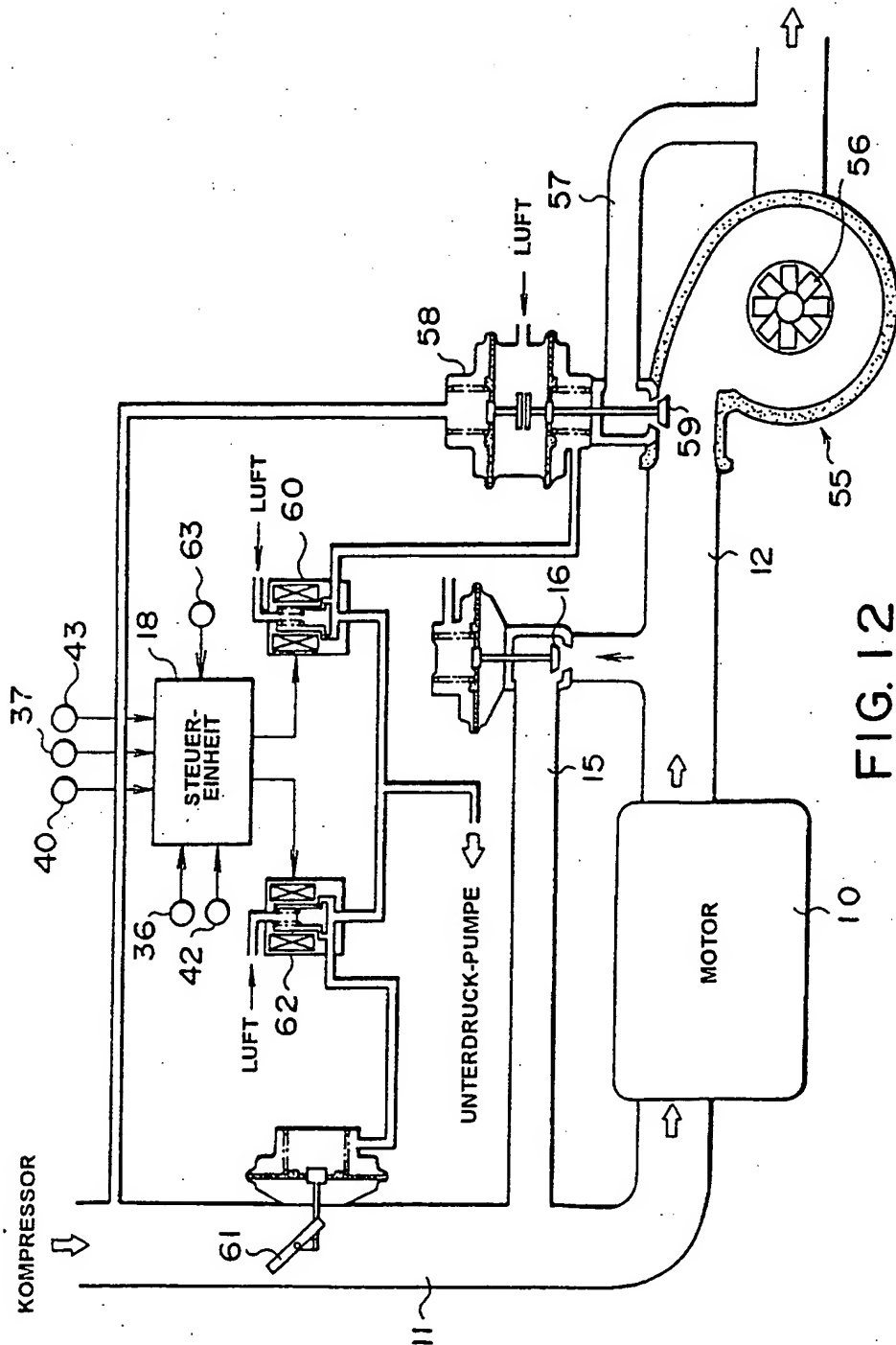


FIG. 12